

Rec'd PCT/PTO

07 APR 2005



REC'D 05 NOV 2003

WIPO PCT

**Prioritätsbescheinigung über die Einreichung
einer Patentanmeldung**

Aktenzeichen: 102 50 207.2

Anmeldetag: 28. Oktober 2002

Anmelder/Inhaber: Bosch Rexroth AG, Stuttgart/DE

Bezeichnung: Dämpfungsvorrichtung

IPC: E 01 D, E 04 B, F 16 F

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 9. Oktober 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

Scholz

PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)

Beschreibung

Dämpfungsvorrichtung

5 Die Erfindung betrifft eine Dämpfungsvorrichtung insbesondere für seilgetragene Bauwerke wie z. B. Schrägseilbrücken, Stadiondächer, abgespannte Türme nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

10 Dabei wird unter dem Begriff "Dämpfungsvorrichtung" eine hydraulische Linearachse für eine semiaktive bzw. aktive Dämpfung, bei der im wesentlichen nur Steuerenergie eingetragen wird, verstanden.

15 Schrägseilbrücken werden heutzutage für Stützweiten von etwa 150 m bis 600 m als wirtschaftlichste Lösung betrachtet. Jüngste Entwicklungen zeigen, dass auch Stützweiten von bis zu 1000 m möglich sind.

20 Die materialsparende schlanke Ausbildung großer Schrägseilbrücken ergibt zwar eine architektonisch ansprechende Konstruktion, die geringe Eigendämpfung führt aber zu extrem schwingungsanfälligen Bauwerken. Insbesondere durch Windanregung können Schwingungsamplituden erreicht werden, die eine Sperrung für den Verkehr erforderlich machen. Die Beanspruchung der Bauwerksteile (Deck und Seile) ist enorm und die damit verbundenen Folgekosten sind beträchtlich.

30 Der Wirkung bekannter passiver Dämpfer auf die Deckschwingungen ist nicht zufriedenstellend. Aktive Dämpfungsvorrichtungen hingegen, speziell in den Endwiderlagern der Schrägseile vorgesehen, bewirken eine
35 signifikante Reduzierung der Schwingungsamplitude. Die bekannten Ausführungen weisen jedoch - neben dem Bedarf an

elektrischer Stellenergie - einen erheblichen Energieverbrauch auf.

5 Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, eine Dämpfungsvorrichtung zu schaffen, die bei minimalem Energiebedarf und verringerter Baugröße des Aktors ein verbessertes Ansprech- und somit Dämpfungsverhalten aufweist und den Einsatz kostengünstiger Sensorik erlaubt.

10 Diese Aufgabe wird gelöst durch eine Dämpfungsvorrichtung mit den Merkmalen nach dem Patentanspruch 1.

15 Die erfindungsgemäße Dämpfungsvorrichtung weist einen Differentialzylinder, zwei Hydromaschinen mit verstellbaren Schwenkwinkeln, einen den Hydromaschinen zugeordneten Elektromotor, einen Hydrospeicher und einen Tank auf. Eine Hydromaschine ist im Druckmittelströmungspfad zwischen dem Tank und einem kolbenstangenseitigen Ringraum angeordnet
20 und die zweite Hydromaschine ist im Druckmittelströmungspfad zwischen dem Ringraum und einem Zylinderraum des Differentialzylinders positioniert.

25 Anstelle der verstellbaren Hydro- bzw. Verdrängermaschinen können auch Verdrängermaschinen mit konstantem Schluckvolumen eingesetzt werden. Der für die gewünschte Zylindergeschwindigkeit erforderliche variable Volumenstrom wird dann mittels drehzahlvariablem Elektromotor erreicht.

30 Durch diese erfindungsgemäße Anordnung der Hydromaschinen stützen sich diese gegeneinander derart ab, dass im quasistatischen Zustand bei entsprechender Auslegung der Hydromaschinen (in Abhängigkeit der gewählten
35 Druckverhältnisse) das verbleibende Drehmoment Null ist (Reibung und andere Verluste vernachlässigt) und somit der Elektromotor nahezu drehmomentenfrei die Drehzahl vorgibt.

Dabei wirkt eine der Hydromaschinen als Motor und treibt die zweite Hydromaschine, die als Pumpe wirkt, an.

5 Wird, infolge der Schwingungen, die
Dämpfungsvorrichtung mit dynamischen Kräften
beaufschlagt, wirkt an der motorisch arbeitenden
Hydromaschine eine höhere Druckdifferenz, während die im
Pumpenbetrieb befindliche Hydromaschine gegen eine
geringere Druckdifferenz fördern muß. Dieser
10 Energieüberschuß wird - sofern er die Reibungs- und
sonstigen Verluste, die sich im Leistungsfluß ergeben,
übersteigt - vom Elektromotor aufgenommen und kann ins
elektrische Netz eingespeist werden.

15 Der Elektromotor ist grundsätzlich nur notwendig, um
die Dämpfungsvorrichtung bei geringer Schwingungsanregung
in Betrieb zu setzen, die Drehzahl vorzugeben, bzw. um die
überschüssige Leistung als Strom nutzbar zu machen oder
Reibungsverluste auszugleichen.

20 In einer bevorzugten Ausführungsform ist der
Differentialzylinder über seinen Kolben ortsfest an einem
Endwiderlager einer Schrägseilbrücke gelagert, wobei sein
Zylindermantel in Längsrichtung des Kolbens verschiebbar
25 ist. An dem Zylindermantel ist ein Schrägseil der
Schrägseilbrücke befestigt, so dass durch geeignete
Ansteuerung des Differentialzylinders die in der Struktur
wirkenden Schwingungen bzw. die dadurch im Schrägseil
wirkenden dynamischen Kräfte durch eine Längsverschiebung
30 des Zylindermantels - entsprechend Dämpfungsgesetz -
gedämpft werden, womit unkontrollierte Spannungen innerhalb
Struktur vermeidbar sind.

35 Die Längsverschiebung des Zylindermantels in Folge von
äußeren Belastungen wird durch Verstellen der Schwenkwinkel
der Hydromaschinen ermöglicht. Die Schwenkwinkel sind so
einstellbar, dass die Geschwindigkeit, mit der sich der

Zylindermantel bewegt, proportional zu den äußeren Belastungen ist. D.h. große Belastung bedingt große Schwenkwinkel, so dass hohe Druckmittelvolumenströme realisierbar sind, während kleine Belastungen kleine Schwenkwinkel bedingen, so dass geringe Druckmittelvolumenströme möglich sind.

Bei einer Ausführungsform ist der Zylindermantel des Differentialzylinders ortsfest gelagert und der Kolben des Differentialzylinders axial verschiebbar geführt.

Bei einer anderen Ausführungsform erfolgt die Einstellung der Schwenkwinkel bzw. Fördervolumina in Abhängigkeit eines Drucksignals eines im Ringraum oder Zylinderraum angeordneten Druckaufnehmers.

Im statischen Zustand ($\text{Hub} = 0$) ist eine Vorspannung des Schrägseils über die im Ringraum und Zylinderraum herrschenden Drücke eingestellt. Idealerweise wird der Druck im Zylinderraum, der die statische Seillast aufnimmt, auf den max. zulässigen Systemdruck ausgelegt. Im Ringraum des Differentialzylinders wird etwa halber Systemdruck angestrebt.

Eine weitere Ausführungsform sieht zur Messung und zur Anpassung des Hydrospeicherdrucks und der Hydropeicherladung an die jeweilige statische Last einen Druckaufnehmer im Zylinderraum und/oder im Bereich des Hydrospeichers vor.

Bei einer Ausführungsform ist der Hydrospeicher im Differentialzylinder integriert, so dass eine kompakte Bauweise realisiert ist.

Bei einer weiteren Ausführungsform ist der Ringraum des Differentialzylinders gegenüber der Umgebung und/oder dem Zylinderraum über eine Spaltdichtung abgedichtet, die über

einen Ringspalt zwischen kolbenseitigen und zylindermantelseitigen Flächen gebildet ist.

5 In einer bevorzugten Ausführungsform mündet der Ringspalt zur Abdichtung des Ringraums gegenüber der Außenumgebung in einen Leckanschluß, wobei jenseits des Leckanschlusses zumindest ein Dichtungselement zum Abdichten des Ringspaltes gegenüber der Atmosphäre vorgesehen ist.

10

Besonders vorteilhaft an einer derartigen erfindungsgemäßen Spaltdichtung ist, dass die Reibung auf ein Minimum reduziert ist und auf kostenintensive und störanfällige Hochdruckdichtungen verzichtet werden kann.

15

Sonstige vorteilhafte Ausführungsformen der Erfindung sind Gegenstand weiterer Unteransprüche.

20 Im Folgenden werden zwei bevorzugte Ausführungsformen anhand schematischer Darstellungen näher erläutert. Es zeigen

Figur 1 eine schematische Ansicht einer Schrägseilbrücke,

25 Figur 2 einen Längsschnitt durch eine erfindungsgemäße Ausbildungsform mit einem externen Hydrospeicher,

Figur 3 einen Längsschnitt durch eine erfindungsgemäße Ausbildungsform mit einem im Differentialzylinder integrierten Hydrospeicher und

30 Figur 4 einen Längsschnitt durch einen Differentialzylinder mit erfindungsgemäßen Spaltdichtungen.

35 Figur 1 zeigt eine Schrägseilbrücke 2 mit einer Fahrbahn 4, die über Hauptträger 6 abgestützt ist. Zur Reduzierung der auf die Hauptträger 6 wirkenden Belastungen ist die Fahrbahn 4 an Schrägseilen 8 aufgehängt, die über die Hauptträger 6 abgestützt sind. Die Schrägseile 8 sind über Dämpfungsvorrichtungen 10 an Endwiderlagern 12 der

Fahrbahn 4 gelagert, so dass Deckschwingungen gedämpft werden können.

Figur 2 zeigt einen Längsschnitt durch eine bevorzugte Ausführungsform einer Dämpfungsvorrichtung 10. Die Dämpfungsvorrichtung 10 hat einen Differentialzylinder 14, zwei Hydromaschinen 22, 24, einen Elektromotor 26, einen Hydrospeicher 42 und einen Tank 20.

Der Differentialzylinder 14 weist einen abgestuften Kolben 16 auf, der den durch den Zylindermantel 18 gebildeten Raum in zwei Druckräume - einen kolbenstangenseitigen Ringraum 32 und einen Zylinderraum 34 - unterteilt.

Der Kolben 16 des Differentialzylinders 14 ist über seinen radial zurückgestufte Teil 28 - im Folgenden Kolbenstange genannt - ortsfest an dem Endwiderlager 12 gelagert, so dass eine Hubbewegung über eine Längsverschiebung des Zylindermantels 18 erfolgt. Aufgrund der beidseitigen hydraulischen Einspannung des Kolbens 16, wird bei jeder Hubbewegung Druckmittel aus dem einen Druckraum 32, 34 verdrängt und in den anderen Druckraum 34, 32 nachgefördert, wobei fehlende bzw. überschüssige Druckmittelvolumen durch den Tank 20 ausgleichbar sind.

Am Zylindermantel 18 greift das Schrägseil 8 an, so dass die Vorspannung des Schrägseils 8 über die im Ringraum 32 und Zylinderraum 34 herrschenden Drücke vorbestimmt ist.

In kinematischer Umkehr ist jedoch auch vorstellbar, den Zylindermantel 18 ortsfest an dem Endwiderlager 12 zu lagern und die Kolbenstange 28 mit dem Schrägseil 8 zu verbinden.

Die erste Hydromaschine 22 ist in einer ersten Arbeitsleitung 36 zwischen dem niederdruckseitigen Tank 20

und dem hochdruckseitigen Ringraum 32 angeordnet, wobei sie in Verbindung mit dem Elektromotor 26 steht. Sie hat ein einstellbares Fördervolumen und ist als Pumpe oder Motor nutzbar.

5

Die zweite Hydromaschine 24 ist in einer zweiten Arbeitsleitung 38 zwischen dem hochdruckseitigen Ringraum 32 und dem hochdruckseitigen Zylinderraum 34 angeordnet, wobei die zweite Arbeitsleitung 38 vorzugsweise in die erste Arbeitsleitung 36 mündet. Entsprechend der ersten Hydromaschine 22 hat auch die zweite Hydromaschine 24 ein einstellbares Fördervolumen, steht ferner mit dem Elektromotor 26 in Verbindung und ist als Pumpe oder Motor nutzbar.

10

15

Beide Hydro- bzw. Verdrängermaschinen 22, 24 fördern während der Schwingungsdämpfung in zwei Richtungen, wobei die erste Hydromaschine 22 nur auf einer Seite hochdruckfest ist, d.h. ringraumseitig, und an der anderen Seite Niederdruck anliegt, d.h. tankseitig, während die zweite Hydromaschine 24 auf beiden Seiten hochdruckfest, d.h. ringraumseitig und zylinderraumseitig, sein muß und sich auch die Richtung der Druckdifferenz entsprechend einem 4-Quadrantenbetrieb umkehren kann.

20

25

Die Fördervolumina der Hydromaschinen 22, 24 sind in Abhängigkeit vom Signal einer Kraftmessdose 40 einstellbar. Die Kraftmessdose 40 ist im Bereich der Verbindung Schrägseil 8 - Zylindermantel 18 angeordnet und einem Regelkreis der Hydromaschinen 22, 24 zugeordnet. Sie erfaßt die auf das Schrägseil 8 wirkenden Belastungen und leitet die dabei erfaßten Zugspannungen bzw. Zugkräfte an den Regelkreis weiter, so dass dieser in Abhängigkeit von diesen äußeren Belastungen die Schwenkwinkel der Hydromaschinen 22, 24 einstellt.

30

35

Eine andere Ausführungsform sieht vor, anstelle der kostenintensiven Kraftmessung den im Ringraum 32 oder Zylinderraum 34 herrschenden Druck als Rückführungsgröße des Regelkreises zu verwenden. Dies kann beispielsweise über einen im Ringraum 32 oder Zylinderraum 34 angeordneten Druckaufnehmer (nicht dargestellt) erfolgen.

Des Weiteren ist ein Hydrospeicher 42 vorgesehen, der mittels einer dritten Arbeitsleitung 44 mit der zweiten Arbeitsleitung 38 und dem Zylinderraum 34 verbunden ist, so dass der Druck im Zylinderraum 34 weitgehend unabhängig vom Zylinderhub wird und stets etwa der voreingestellte Druck herrscht.

Die Speicherladung und die Regelung des Speicherdruckes des Hydrospeichers 42 kann vorteilhaft durch gegenseitiges Vertrimmen der Fördervolumina der Hydromaschinen 22, 24 erreicht werden. Hierzu ist ein Druckaufnehmer bzw. Druckmessumformer vorgesehen, der vorzugsweise im Hydrospeicheranschluß bzw. in der Arbeitsleitung 38 oder im Zylinderraum 34 angeordnet ist.

Der Elektromotor 26 steht mit den beiden Hydromaschinen 22, 24 in Wirkverbindung, wobei er sowohl als Antrieb für die Hydromaschinen 22, 24 nutzbar, als auch in Form eines Generators durch die Hydromaschinen 22, 24 antreibbar ist und somit als Bremse wirkt. Beispielsweise können über das Antreiben der Hydromaschinen 22, 24 die voreingestellten Drücke in den Druckräumen 32, 34 eingestellt und der Hydrospeicher 42 aufgeladen werden. Es kann jedoch auch im Betrieb bei Dämpfung die von der ersten Hydromaschine 22 oder der zweiten Hydromaschine 24 erzeugte hydraulische Energie durch die Schaltung des Elektromotors 26 als Generator in elektrische Energie umgewandelt werden.

Die Wirkungsweise dieser vorbeschriebenen erfindungsgemäßen Anordnung ist im Folgenden näher erläutert:

5 Im quasi statischen Zustand ($\text{Hub} = 0$) befindet sich die Dämpfungsvorrichtung 10 im Gleichgewicht bzw. in Ruheposition. Dabei ist vorzugsweise im Zylinderraum 34 ein doppelt so hoher Druck wie im Ringraum 32 eingestellt, so dass etwa die erste und zweite Hydromaschine 22, 24 mit der
10 gleichen Druckdifferenz beaufschlagt sind. Da keine Schwingungsbelastungen auf das Schrägseil 8 wirken, sind über die Kraftmessdose 40 keine Kraftänderungen messbar. Die Schwenkwinkel der Hydromaschinen 22, 24 befindet sich in ihrer Grundstellung, d.h. Schwenkwinkel = 0.

15 Im Schwingungszustand ($\text{Hub} \neq 0$) wirken infolge der Schwingungen dynamische Kräfte im Schrägseil 8, wodurch das Gleichgewicht gestört ist. Dabei ist grundsätzlich zwischen Zug- und "Druck"-Beanspruchung zu unterscheiden. Da für die
20 Dämpfungsregelung nur Abweichungen vom statischen Mittelwert relevant sind (die statischen Lasten sind durch die Druckvorspannung bereits kompensiert), bedeutet Zugbeanspruchung im Folgenden, dass die im Schrägseil 8 wirkende - infolge Schwingung - erhöhte Zugbeanspruchung
25 auf den Zylindermantel 18 bzw. das Zylindergehäuse tendenziell zu einer Druckerhöhung im Zylinderraum 34 führt bzw. Hydraulikmedium von dort in den Hydrospeicher 42 verdrängt wird, während dies im Ringraum 32 zu einer Verringerung des Druckes führt. Hingegen bedeutet, dass die
30 im Schrägseil 8 wirkende Zugspannung unter die voreingestellte Zugspannung fällt. D.h. bei Zug bewegt sich der Zylindermantel 18 gemäß Figur 1 nach links und bei "Druck" nach rechts.

35 Die Kraftmessdose 40 erfäßt die auftretenden Zugspannungen, wobei in Abhängigkeit vom Signal der Kraftmessdose 40 die Fördervolumina der Hydromaschinen 22,

24 so eingestellt werden, dass ein Hub des Zylindermantels
18 zugelassen wird. Druckmittel wird über die jeweilige
Arbeitsleitung 36, 38 aus dem sich verkleinernden Druckraum
32, 34 verdrängt, wobei Druckmittel in den sich
5 vergrößernden Druckraum 34, 32 über die eine Hydromaschine
22, 24 nachgefördert (Pumpenfunktion) wird. Dabei wird die
als Pumpe geschaltete Hydromaschine 22, 24 von der anderen
Hydromaschine 24, 22 angetrieben (Motor).

10 Bei erhöhter Zugbeanspruchung im Schrägseil 8 bewegt
sich der Zylindermantel 18 in Figur 1 nach links, so dass
der Zylinderraum 34 verkleinert und der Ringraum 32
vergrößert wird. Gleichzeitig sinkt der Druck im Ringraum
32 unter den voreingestellten Druck (beispielsweise
15 < 100 bar), während der Druck im Zylinderraum 34 aufgrund
der ausgleichenden Wirkung des Hydrospeichers 42 im
wesentlichen unverändert bleibt (beispielsweise 200 bar).
Somit strömt Druckmittel aus dem Zylinderraum 34 über die
zweite Hydromaschine 24 in den Ringraum 32, wobei die
20 zweite Hydromaschine 24 von dem Druckmittelstrom
angetrieben wird und als Hydromotor wirkt. Diese treibt
dann die erste Hydromaschine 22 an, so dass von dieser
Druckmittel aus dem Tank 20 in den Ringraum 32 gefördert
wird. Somit wirkt die erste Hydromaschine 22 als Pumpe. Da
25 der Druckabfall über der zweiten Hydromaschine 24 größer
als der Druckabfall über der ersten Hydromaschine 22 ist,
kann durch die zweite Hydromaschine 24 (Motor) mehr
Leistung erzeugt werden, als für den Antrieb der ersten
Hydromaschine 22 notwendig ist, so dass neben der ersten
30 Hydromaschine 22 (Pumpe) noch ein weiterer Abnehmer
betrieben werden könnte. Dieser weitere Abnehmer ist
erfindungsgemäß der Elektromotor 26, die in dieser
Anordnung als Generator betrieben wird und somit die
überschüssige hydraulische Energie der zweiten
35 Hydromaschine 24 in elektrische Energie umwandelt bzw. als
Bremsen wirkt.

Somit wirkt bei Zugbeanspruchung des Schrägseils 8 die erste Hydromaschine 22 als Pumpe, die zweite Hydromaschine 24 als Motor für die erste Hydromaschine 22, und der Elektromotor 26 optional als Generator, wobei eine, die
5 Brückendeckschwingung dämpfende Bewegung des Zylindermantels 18, realisiert wird.

Bei Bewegung des Schrägseils 8 nach rechts bewegt sich der Zylindermantel 18 nach rechts, so dass der Zylinderraum
10 34 vergrößert und der Ringraum 32 verkleinert wird. Der Druck im Ringraum 32 steigt an (beispielsweise > 100 bar), während der Druck im Zylinderraum 34 über den Hydrospeicher 42 konstant gehalten wird (beispielsweise 200 bar). Gleichzeitig strömt Druckmittel aus dem Ringraum 32 über
15 die erste Hydromaschine 22 in den Tank 20, so dass diese von dem Druckmittelstrom angetrieben wird und als Hydromotor wirkt. Diese treibt dann die zweite Hydromaschine 24 an, so dass diese als Pumpe wirkt und Druckmittel aus dem Ringraum 32 in den Zylinderraum 34
20 fördert. Dabei erzeugt die erste Hydromaschine 22 (Motor) mehr Leistung, als zum Antrieb der zweiten Hydromaschine 24 (Pumpe) erforderlich ist, so dass ein weiterer Abnehmer betrieben werden könnte. Dieser weitere Abnehmer ist erfindungsgemäß der Elektromotor 26, der in dieser
25 Anordnung als Generator betrieben wird und somit die überschüssige hydraulische Energie der ersten Hydromaschine 22 in elektrische Energie umwandelt bzw. als Bremse wirkt.

Somit wirkt bei "Druckbeanspruchung" des Schrägseils 8
30 die erste Hydromaschine 22 als Motor für die zweite Hydromaschine 24, die zweite Hydromaschine 24 als Pumpe, und der Elektromotor 26 optional als Generator, wobei eine, die Brückendeckschwingung dämpfende Bewegung des Zylindermantels 18, realisiert wird.

35
Dadurch ist erfindungsgemäß eine Dämpfungsvorrichtung
10 geschaffen, die im vorgespannten Zustand im wesentlichen

ohne externe Energiezufuhr funktioniert. Sämtliche notwendige Energie zum Erhalt bzw. Ausgleich der Drücke kann entsprechend der erfindungsgemäßen Ausbildung der Dämpfungsvorrichtung 10 prinzipiell aus der Schwingungsenergie gedeckt werden.

Bei einer bevorzugten Ausführungsform des Differentialzylinders 14 (Figur 3) ist der Hydrospeicher 42 nicht extern angeordnet, sondern im Differentialzylinder 14 mit seinem Speicher 64 integriert. Der Zylindermantel 18 ist bei dieser Ausführungsform verlängert und begrenzt den Speicher 64, der über eine Trennwand 46 vom Zylinderraum 34 getrennt ist. Zur Bereitstellung zusätzlichen Gasvolumens ist dieser mit externen Ausgleichsbehältern 68 verbunden. Die Trennwand 46 ist zylinderraumseitig mit dem Druck p_H in dem Zylinderraum 34 beaufschlagt, so dass diese je nach dem Verhältnis zwischen dem Gasdruck p_G und dem Druck p_H axial verschoben und der Druck p_H im Zylinderraum 34 entsprechend der Gesetzmäßigkeiten der Zustandsgrößen des Gases weitgehend konstant gehalten wird.

Eine derartige Anordnung des Hydrospeichers 42 ist besonders kompakt aufgebaut. Des Weiteren ist die Verrohrung einfach, da keine Druckmittelleitung zwischen dem Hydrospeicher 42 und dem Zylinderraum 34 notwendig ist.

Figur 4 zeigt eine bevorzugte Ausführungsform eines Differentialzylinders 14 mit einer erfindungsgemäßen Abdichtung eines Ringraums 32 gegenüber einer Außenumgebung 62 und gegenüber einem Zylinderraum 34. Der Differentialzylinder 14 weist einen mehrteiligen Kolben 16 und einen Zylindermantel 18 auf. Der Differentialzylinder 14 hat am freien Endabschnitt 90 seines Kolbens 16 eine Aufnahme 72 zur Abstützung des Differentialzylinders 14 am Endwiderlager 12 und am Zylindermantel 18 eine Aufnahme 70 zur Befestigung eines Schrägseils 8.

Zur Messung des Hubes des Zylindermantels 18 hat der Differentialzylinder 14 eine Hubmesseinrichtung 76, die stirnseitig am Zylindermantel 18 angeordnet ist und mit dem Kolben 16 in Wirkverbindung steht. Dabei weist der Kolben 16 ein ringförmiges Element 66 auf, das in Wirkverbindung mit einem am Zylindermantel 18 angeordneten stabförmigen Element 78 steht. Das ringförmige Element 66 ändert bei Hülen des Zylindermantels 18 seine Relativposition in Bezug zur Längsachse des stabförmigen Elements 78, so dass der Hub bestimmt werden kann und eine Positionsregelung der Dämpfungsvorrichtung 10 realisiert werden kann.

Der Ringraum 32 (Detail x) erstreckt sich radial zwischen einem Kolbenabschnitt 52 und einem gegenüberliegenden Zylindermantelabschnitt 112 und ist axial durch gegenüberliegende Stirnflächen 92, 94 einer am Zylindermantel 18 angeordnete Gleithülse 96 und einer auf dem im aufgenommenen Endabschnitt 98 des Kolbens 16 angeordneten Distanzhülse 100 begrenzt. Er ist über radiale Bohrungen 102, die in einen nicht dargestellten axialen Druckkanal münden, mit einem Druckanschluß 104 zum Anschluß der ersten Arbeitsleitung 36 bzw. der Hydromaschinen 22, 24 verbunden. Im Bereich der Gleithülse 96 ist im Zylindermantel 18 ein Leckanschluß 60 vorgesehen.

Der Zylinderraum 34 erstreckt sich radial über den gesamten Innendurchmesser des Zylindermantels 18 und ist axial durch gegenüberliegende Stirnflächen 86, 88 des Zylindermantels 18 und des Kolbens 16 begrenzt. Er ist über einen im Kolben 16 angeordnete Druckhülse 106 mit einem Druckanschluß 108 zum Anschluß der zweiten Arbeitsleitung 38 bzw. der zweiten Hydromaschine 24 und des Hydrospeichers 42 verbunden.

Die erfindungsgemäße Abdichtung des Ringraums 32 gegenüber der Außenumgebung 62 und dem Zylinderraum 34 ist über Spaltdichtungen 48, 82 in Form von Ringspalten 58, 84

realisiert. Dabei ist der Ringspalt 58 zur Abdichtung des Ringraums 32 gegenüber der Außenumgebung 62 zwischen der Innenumfangsfläche 54 der Gleithülse 96 und dem jeweiligen Außenumfangsabschnitt 50 des Kolbens 16 gebildet. Der Ringspalt 58 mündet in einen Leckanschluß 60. Der Ringspalt 84 zur Abdichtung des Ringraums 32 gegenüber dem Zylinderraum 34 ist zwischen der Außenumfangsfläche 52 der Distanzhülse 100 und dem jeweiligen gegenüberliegenden Innenumfangsabschnitt 112 des Zylindermantels 18 gebildet.

Um eine ausreichende Dichtheit und einen genügend großen Druckabbau über die Ringspalte 58, 84 zu verwirklichen, sind diese radial entsprechend eng und axial entsprechend lang auszubilden.

Erfindungsgemäß sind jenseits des Leckanschlusses 60 radiale Dichtungselemente bzw. Abstreifer 80, 110 vorgesehen, die den Ringspalt 58 gegenüber der Außenumgebung 62 abdichten. Dabei sind aufgrund des geringen Druckgefälles zwischen dem Druck der Außenumgebung 62 und dem Druck des Druckmittels im Bereich des Leckanschlusses 60 nur Niederdruckdichtungen 80, 110 notwendig.

Neben dem Verzicht auf Hochdruckdichtungen zur Abdichtung des Ringraums 32 ist an den erfindungsgemäßen Spaltdichtungen 48, 82 besonders positiv, dass die Reibung zwischen gegenüberliegenden kolbenseitigen Flächen 50, 54 und zylindermantelseitigen Flächen 52, 56 reduziert ist, so dass ein derartiger Differentialzylinder 14 ein besseres Ansprechverhalten als vergleichbare Differentialzylinder 14 mit herkömmlichen Dichtungen aufweist.

Offenbart ist eine Dämpfungsvorrichtung, insbesondere für seilgetragene Bauwerke wie z. B. Schrägseilbrücken, Stadiondächer, abgespannte Türme mit einem Differentialzylinder, zwei Hydromaschinen und einem

Elektromotor, bei der bei Dämpfung die eine Hydromaschine als Motor und die zweite Hydromaschine als Pumpe wirkt, wobei überschüssige hydraulische Energie über den Elektromotor in elektrische Energie umwandelbar ist.

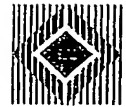
Bezugszeichenliste

	2	Schrägseilbrücke
	4	Fahrbahn
5	6	Hauptträger
	8	Schrägseil
	10	Dämpfungsvorrichtung
	12	Endwiderlager
	14	Differentialzylinder
10	16	Kolben
	18	Zylindermantel
	20	Tank
	22	erste Hydromaschine
	24	zweite Hydromaschine
15	26	Elektromotor
	28	Kolbenstange
	32	Ringraum
	34	Zylinderraum
	36	erste Arbeitsleitung
20	38	zweite Arbeitsleitung
	40	Kraftmessdose
	42	Hydrospeicher
	44	dritte Arbeitsleitung
	46	Trennwand
25	48	Spaltdichtung
	50	Außenumfangsabschnitt
	52	Außenumfangsfläche
	54	Innenumfangsabschnitt
	56	Innenumfangsabschnitt
30	58	Ringspalt
	60	Leckanschluß
	62	Außenumgebung
	64	Speicher
	66	ringförmiges Element
35	68	Ausgleichsbehälter
	70	Aufnahme
	72	Aufnahme

	74	Druckkanal
	76	Hubmesseinrichtung
	78	stabförmigen Element
	80	Dichtungselement (Niederdruckdichtung)
5	82	Spaltdichtung
	84	Ringspalt
	86	Stirnfläche
	88	Stirnfläche
	90	freier Endabschnitt
10	92	Stirnfläche
	94	Stirnfläche
	96	Gleithülse
	98	aufgenommener Endabschnitt
	100	Distanzhülse
15	102	Bohrungen
	104	Druckanschluß
	106	Druckhülse
	108	Druckanschluß
	110	Dichtungselement
20	112	Zylindermantelabschnitt

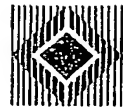
Zusammenfassung

Offenbart ist eine Dämpfungsvorrichtung, insbesondere für
seilgetragene Bauwerke wie z. B. Schrägseilbrücken,
5 Stadiondächer, abgespannte Türme mit einem
Differentialzylinder, zwei Hydromaschinen und einem
Elektromotor, bei der bei Dämpfung die eine Hydromaschine
als Motor und die zweite Hydromaschine als Pumpe wirkt,
wobei überschüssige hydraulische Energie über den
10 Elektromotor in elektrische Energie umwandelbar ist.



Ansprüche

1. Dämpfungsvorrichtung, insbesondere für Schrägseilbrücken (2), mit einem Differentialzylinder (14), einem Tank (20), zwei Hydromaschinen (22, 24),
5 einem Hydrospeicher (42) und einem den Hydromaschinen (22, 24) zugeordneten Elektromotor (26), dadurch gekennzeichnet, dass eine Hydromaschine (22) im Druckmittelströmungspfad zwischen dem Tank (20) und
10 einem kolbestangenseitigen Ringraum (32) und die zweite Hydromaschine (24) im Druckmittelströmungspfad zwischen dem Ringraum (32) und einem Zylinderraum (34) angeordnet ist.
- 15 2. Dämpfungsvorrichtung nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Hydromaschinen (22, 24) jeweils ein verstellbares Fördervolumen aufweisen.
- 20 3. Dämpfungsvorrichtung nach Patentanspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Elektromotor (26) die Hydromaschinen (22, 24) antreibt.
- 5 4. Dämpfungsvorrichtung nach Patentanspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass ein Druckaufnehmer zur Messung eines im Ringraum (32) und/oder im Zylinderraum (34) herrschenden Drucks zum Einstellen der Schwenkwinkel
bzw. Fördervolumina der Hydromaschinen (22, 24) vorgesehen ist.
- 30 5. Dämpfungsvorrichtung nach Patentanspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass im Zylinderraum (34) und/oder im Bereich des Hydrospeichers (42) ein Druckaufnehmer zur Messung eines Speicherdrucks und der Speicherladung des
Hydrospeichers (42) und zur Anpassung an die statische
35 Last vorgesehen ist.



6. Dämpfungsvorrichtung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Elektromotor (26) über zumindest eine der Hydromaschinen (22, 24) antreibbar und somit als Generator nutzbar ist.

7. Dämpfungsvorrichtung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass im quasi-statischen Zustand ein annähernd doppelt so hoher Druck im Zylinderraum (24) wie im Ringraum (22) herrscht.

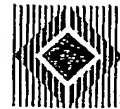
8. Dämpfungsvorrichtung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Kolben (16) des Differentialzylinders (14) ortsfest gelagert und der Zylindermantel (18) des Differentialzylinders (14) axial verschiebbar geführt ist.

9. Dämpfungsvorrichtung nach einem der Patentansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass der Zylindermantel (18) des Differentialzylinders (14) ortsfest gelagert und der Kolben (16) des Differentialzylinders (14) axial verschiebbar geführt ist.

10. Dämpfungsvorrichtung nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Hydrospeicher (42) in dem Differentialzylinder (14) integriert ist.

11. Dämpfungsvorrichtung nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Ringraum (32) gegenüber der Außenumgebung (62) und/oder gegenüber dem Zylinderraum (34) über eine Spaltdichtung (48, 82) abgedichtet ist.

12. Dämpfungsvorrichtung nach Patentanspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass die Spaltdichtung (48, 82) durch einen Ringspalt (58, 84) zwischen kolbenseitigen



Flächen (50, 54) und zylindermantelseitigen Flächen (52, 56) gebildet ist.

- 5 13. Dämpfungsvorrichtung nach Patentanspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass der Ringspalt (58) jenseits eines Leckanschlusses (60) über zumindest ein Dichtungselement (80, 110) gegenüber der Außenumgebung (62) abgedichtet ist.

1/4

2

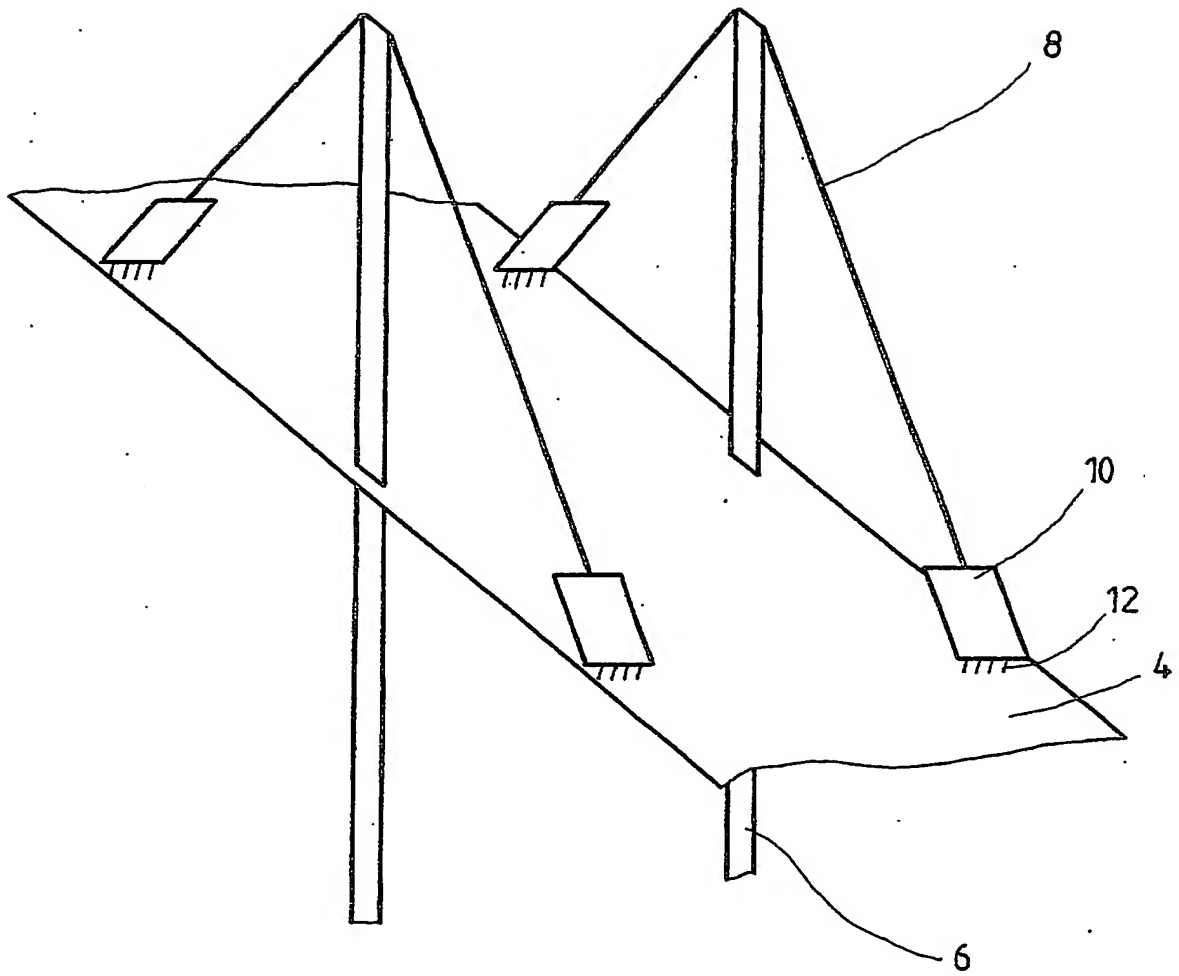


FIG.1

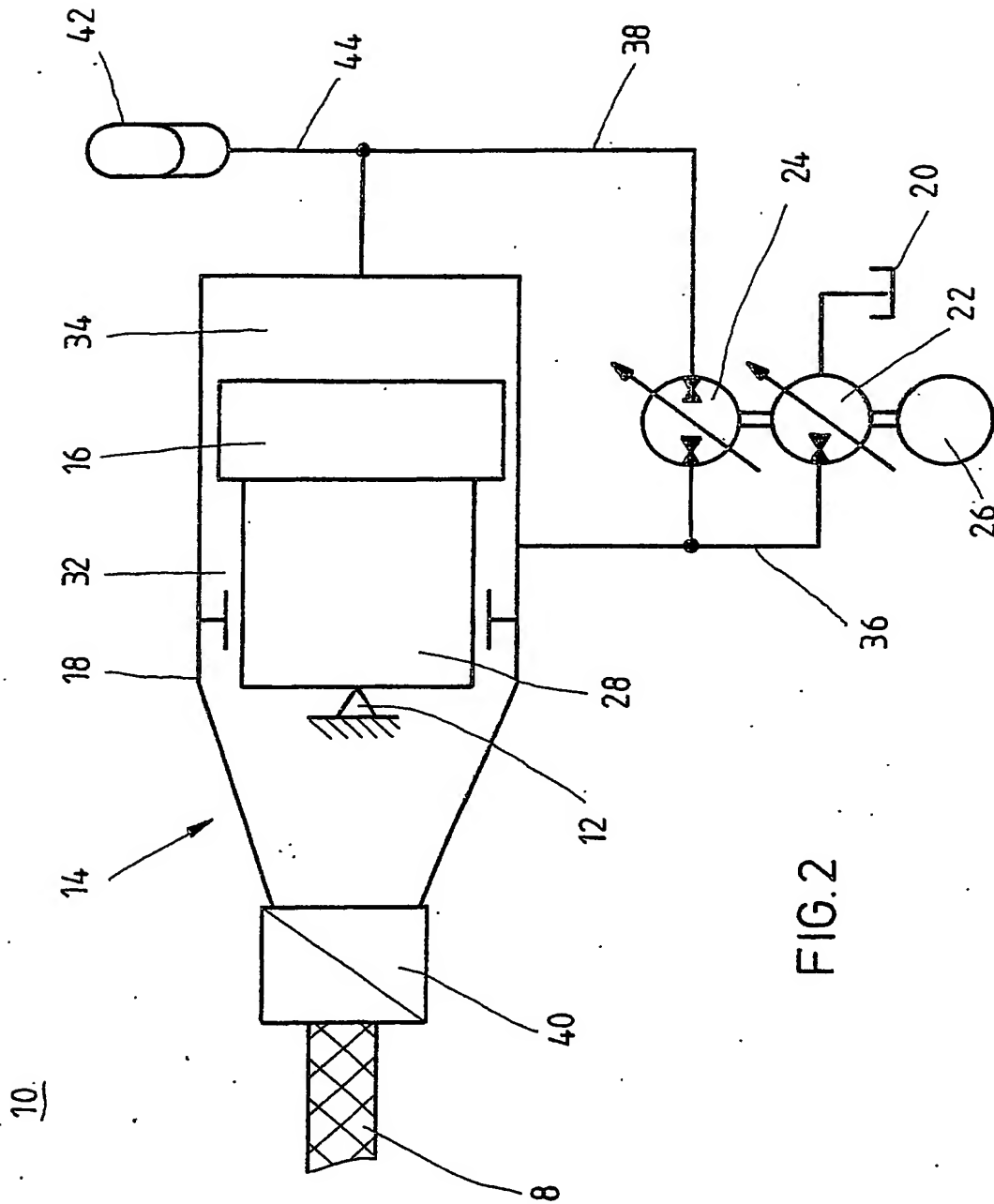


FIG. 2



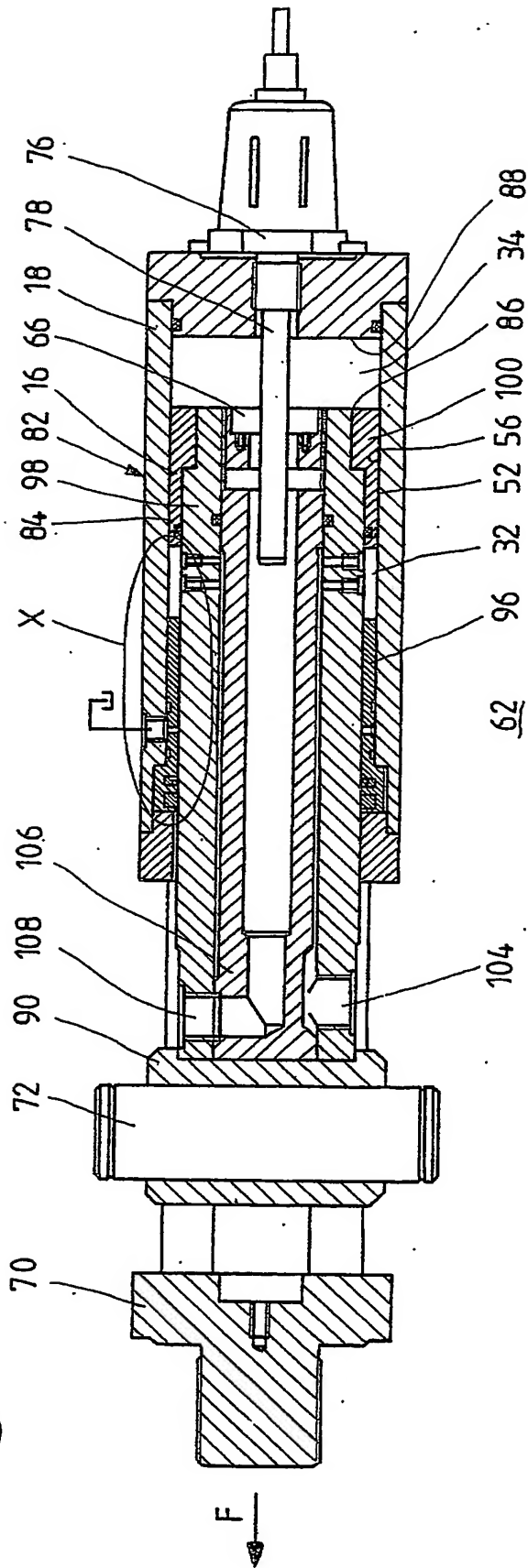


FIG. 4

